

УДК 621.436

А.Л. Григорьев, канд. техн. наук

АНАЛИЗ УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ОБРАТНОГО КЛАПАНА ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ

Экспериментальное исследование топливной системы, снабженной обратным клапаном.

В работе [1] было показано, что за счет установки в топливную систему высокооборотного дизеля модулятора импульсов давления (рис.1) удается не только значительно увеличить давления впрыскивания, но и существенно снизить максимальные давления топлива в полости насоса. При этом, поскольку использование модулятора все равно требует изменения конструкции нагнетательного клапана, представляется целесообразным установить в топливном насосе дополнительный (обратный) клапан и обеспечить за счет него значительное остаточное давление $p_{ост} = 15...20$ МПа. Одновременно с этим на $15...20$ МПа должно быть увеличено давление $p_{ф.0}$ начала подъема иглы форсунки, для чего был запланирован переход на прогрессивные конструкции распылителей с диаметром иглы 5 или 4 мм. Такое решение позволило бы получить дополнительное увеличение максимальных давлений впрыскивания на $15...20$ МПа (то есть до $95...100$ МПа) при допустимом уровне максимальных давлений топлива в насосе $60...70$ МПа.

Заметим, что к концу впрыскивания под плунжером модулятора остается значительный объем топлива q_m , величина которого для высокооборотных дизелей соизмерима с номинальной цикловой подачей. Это обстоятельство создает необходи-

мые предпосылки для стабилизации остаточного давления на проектном уровне, определяемом параметрами обратного клапана.

Для проверки этой возможности на Ярославском заводе дизельной аппаратуры (ЯЗДА), где выполнялись договорные работы по исследованию топливных систем с модуляторами импульсов давления, была выполнена модернизация серийного нагнетательного клапана, которая сводилась к трем моментам:

- новый клапан не имел разгружающего пояса;
- по оси клапана просверлен канал диаметром 1 мм, в верхней своей части снабженный дросселем диаметром 0,5 мм;
- на верхнюю часть клапана установлен корпус обратного клапана (рис.2), запорный элемент которого имел форму шарика диаметром 1,5 мм, сопрягаемого с конической поверхностью; угол $2 \cdot \phi$ при вершине конуса - 90° .

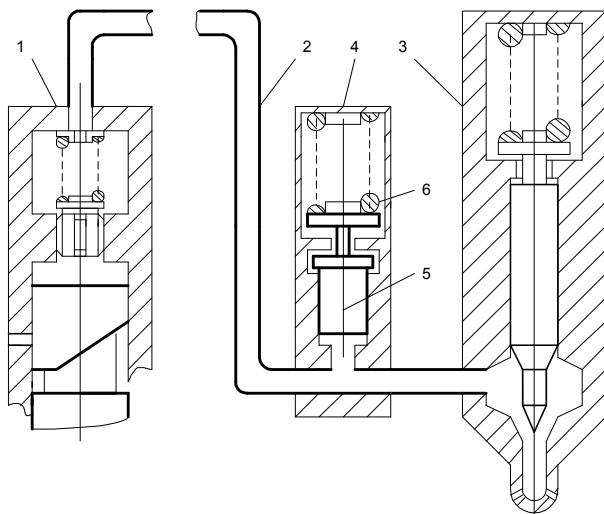


Рис. 1. Гидравлическая схема топливной системы с модулятором импульсов давления: 1 - топливный насос; 2 - трубопровод; 3 - форсунка; 4 - модулятор; 5, 6 - плунжер и пружина модулятора

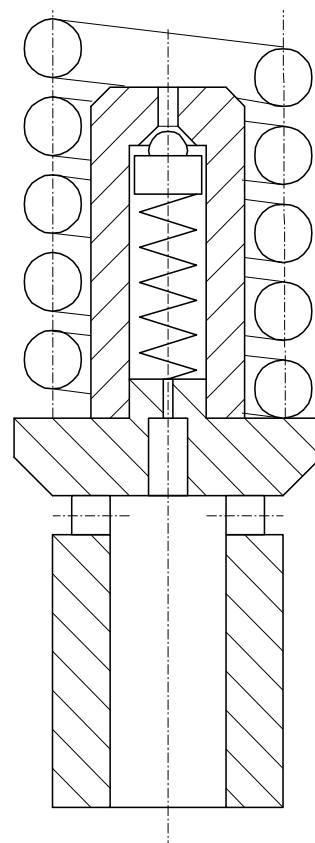


Рис. 2. Клапан двойного действия конструкции ЯЗДА

Пружина обратного клапана обеспечивала проектное значение для давления $p_{обр}$ начала открытия обратного клапана 15 МПа. В новом опытном образце модулятора были установлены две пружины (рис. 3), которые обеспечивали давление $P_{м.0}$ начала перемещения плунжера модулятора на уровне 19...20 МПа. До начала испытаний значения давления $p_{обр}$ и $P_{м.0}$, а также герметичность обратного клапана и гидравлическая плотность прецизионных зазоров модулятора и форсунки, были проконтролированы (в статике) при помощи прессовочного стенда.

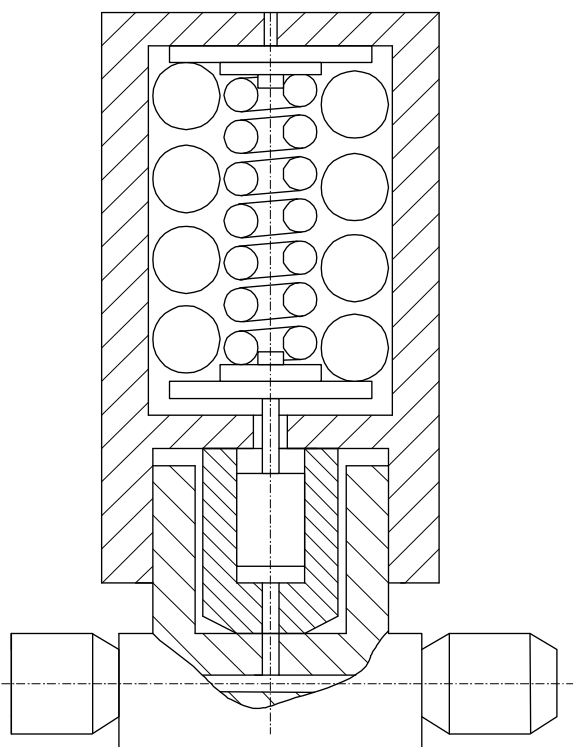


Рис. 3. Модулятор импульсов давления конструкции ЯЗДА

Однако экспериментальное исследование новой топливной системы, проведенное на безмоторном стенде лаборатории ЯЗДА при использовании измерительного комплекса фирмы AVL, показало, что обратный клапан указанной конструкции не обеспечивает проектное значение остаточного давления (рис.4). После окончания впрыскивания наблюдалось монотонное падение остаточного давления с уровня 15 МПа до уровня 0,1...0,05 МПа. В результате этого новая топливная система не смогла обеспечить ожидаемое дополнительное увеличение интенсивности впрыскивания.

Динамический анализ насоса, снабженного обратным клапаном.

В [2], где анализировалась конструкция фор-

сунки с гидравлическим запирающим иглы, указывалось на то, что динамическая неустойчивость может служить причиной неудовлетворительной работы гидромеханических узлов дизельной топливной аппаратуры. В ходе проведения динамического анализа топливного насоса [3] было обнаружено, что при открытии нагнетательного клапана два комплексно сопряженных решения частотного уравнения имеют положительную вещественную часть, и это означает, что данный узел попадает в зону динамической неустойчивости. Правда, если нагнетательный клапан имеет разгружающий пояс, то он буквально проскакивает через эту зону, практически не замечая ее. Но если клапан не имеет такого пояска и/или вынужден длительное время работать в зоне сверхмалых расходов топлива (как, например, обратный клапан), то динамическая неустойчивость может создать серьезные проблемы.

Во-первых, этот клапан не сможет обеспечить проектную величину остаточного давления топлива и ликвидировать его колебания от цикла к циклу и по цилиндрам, то есть не выполнит своего функционального назначения.

Во-вторых, длительная динамическая неустойчивость усложняет адекватное математическое моделирование объекта. Его параметры не будут жестко связаны с начальными условиями задачи, и это не описывается общепринятой (детерминированной) математической моделью гидромеханического узла, приведенной, например, в [4].

Для уменьшения колебаний давления в большинстве известных схем до и/или после обратного клапана устанавливаются дроссели. Гидравлическая схема, используемая при динамическом анализе обратного клапана, показана на рис.5а.

Уравнение для собственных частот λ имеет вид (смотри работу [1]):

$$\Psi(\lambda, q_{1,2}, q_{3,4}, q_{4,0}) = \det[A - \lambda \cdot D] = 0, \quad (1)$$

$$\text{где } D = \text{diag}(\alpha \cdot V_1; \alpha \cdot V_2; \alpha \cdot V_3; \alpha \cdot V_4; m_k; 1);$$

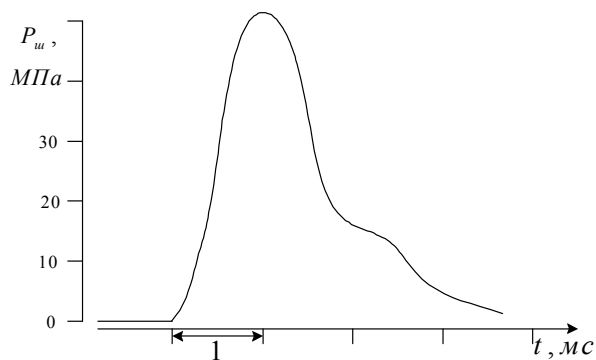


Рис. 4. Экспериментальная кривая изменения давления топлива в штуцере насоса при использовании в топливной системе дизеля КамАЗ-7405 клапана двойного действия и модулятора импульсов давления

$$A = \begin{bmatrix} -q_f - q_{1,2} & q_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ q_{1,2} & -q_{1,2} - q & q & 0 & -f_k & -d \\ 0 & q & -q - q_{3,4} & q_{3,4} & f_k & d \\ 0 & 0 & q_{3,4} & -q_{3,4} - q_{4,0} & 0 & 0 \\ 0 & f_k & -f_k & 0 & -z & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix};$$

$$q_{4,0} = \mu f_{4,0} \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_4 - p_0|)};$$

$$q = \mu f_k(h_k) \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_2 - p_3|)}; q_f = f_T / (a \rho);$$

$$q_{1,2} = \mu f_{1,2} \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_1 - p_2|)};$$

$$q_{3,4} = \mu f_{3,4} \cdot \sqrt{1/(2 \cdot \rho \cdot |p_3 - p_4|)};$$

$$d = d \mu f_k(h_k) / dh_k \cdot s(p_2 - p_3);$$

$$s(\Delta p) = \sqrt{2 \cdot |\Delta p|} \cdot \text{sign}(\Delta p); z = z_k \cdot T_{np,k} / 2;$$

$$T_{np,k} = 2 \cdot \sqrt{z_{np} / m_{np}}$$

α, ρ, a - коэффициент сжимаемости, плотность топлива и скорость звука в нем; h_k, f_k - подъем клапана и площадь его сечения; z_{np}, m_{np} - коэффициент жёсткости и масса движущихся витков пружины обратного клапана [5].

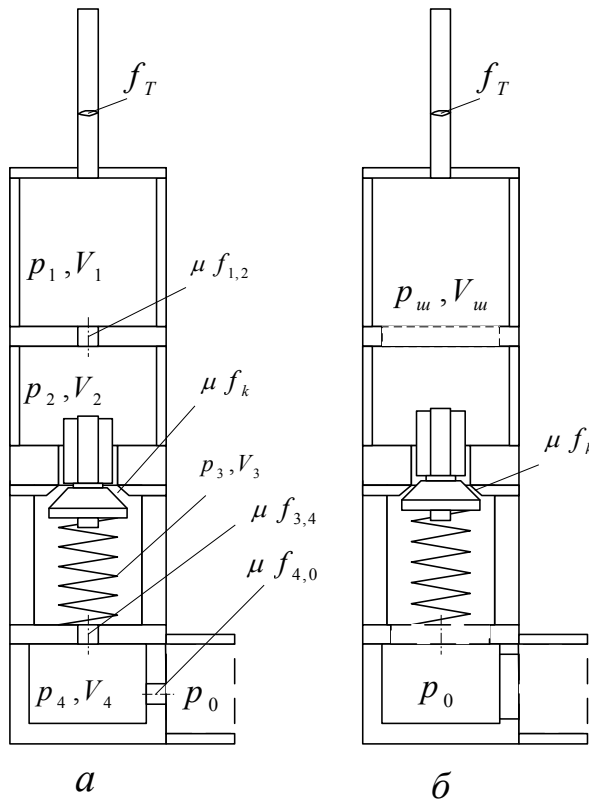


Рис. 5. Гидравлическая схема для динамического анализа топливного насоса при существенных (а) и малых (б) подъемах обратного клапана

Частотное уравнение (1) имеет шестой порядок и довольно громоздкие формулы для коэффициентов. Однако, используя свойства определителей, левую часть этого уравнения удалось привести к следующему виду:

$$\Psi(\lambda, q_{1,2}, q_{3,4}, q_{4,0}) = \Psi(\lambda, 0, q_{3,4}, q_{4,0}) - q_{1,2} \cdot \Psi_{1,2}(\lambda, q_{3,4}, q_{4,0}), \quad (2)$$

где функция $\Psi(\lambda, 0, q_{3,4}, q_{4,0})$ отвечает такому изменению этого узла, при котором полости 1 и 2 будут изолированы, а функция $\Psi_{1,2}(\lambda, q_{3,4}, q_{4,0})$ - такому изменению, когда эти полости будут полностью объединены.

Анализ уравнения (1), проведенный с учетом свойства (2), показал, что при возрастании величины $q_{1,2}$ все собственные частоты λ_j перемещаются по комплексной плоскости влево, что приводит к повышению устойчивости. Аналогичное свойство имеет место и для величин $q_{3,4}$ или $q_{4,0}$.

Следовательно, для достижения предельно возможной устойчивости узла все дроссели должны быть убраны, и мы приходим к схеме рис.5б. Заметим, что при малых подъемах клапана перепадом давлений на дросселях можно пренебречь, а полости, расположенные до клапана и после клапана - объединить, и мы во всех случаях приходим к одной и той же схеме, показанной на рис.5б.

Этой схеме отвечает частотное уравнение следующего вида:

$$\begin{vmatrix} -q_f - q - \alpha \cdot V_w \cdot \lambda & -f_k & -d \\ f_k & -z - m_k \cdot \lambda & 0 \\ 0 & 1 & -\lambda \end{vmatrix} = 0,$$

то есть

$$\lambda^3 + \left(\frac{z}{m_k} + \frac{q_f + q}{\alpha \cdot V_w} \right) \cdot \lambda^2 + \frac{z \cdot (q_f + q) + f_k^2}{\alpha \cdot V_w \cdot m_k} \cdot \lambda + \frac{f_k \cdot d}{\alpha \cdot V_w \cdot m_k} = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) имеет отрицательный вещественный корень λ_1 и пару комплексно сопряженных корней $\lambda_{2,3} = x \pm i \cdot y$, где $i = \sqrt{-1}$.

Применяя к этому уравнению критерий Рауса-Гурвица, получаем условие динамической устойчивости

$$d / f_k \leq (1 + z \cdot (q_f + q) / f_k^2) \times ((q_f + q) / (\alpha \cdot V_w) + z / m_k). \quad (4)$$

Для обратного клапана вторые слагаемые скобок значительно меньше первых, и их величиной можно пренебречь. Это создаст для условия устойчивости определённый "запас прочности" и позволит избежать использования в этой теории приближенной модели [5] для расчета силы пружины. Кроме того, учтем, что условие (4) должно выполняться и в

самом конце режима стравливания топлива, когда $q = 0$. В результате условие (4) принимает вид

$$d / f_k < q_f / (\alpha \cdot V_{ш}) . \quad (5)$$

Для шарикового клапана условие (5) эквивалентно неравенству:

$$f_T \cdot d_{шар} \cdot \operatorname{tg} \phi > 4 \cdot \mu \cdot V_{ш} \cdot \sqrt{\alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}} , \quad (6)$$

где $d_{шар}$ - диаметр шарика; $\mu = 0,7 \dots 0,9$ - коэффициент расхода.

Для опытного образца обратного клапана это неравенство выполнялось при $p_{ост} < 0,05$ МПа. Поэтому он, не смотря на значительное усилие пружины, закроется только после того, как давление в штуцерной полости насоса упадет до этого уровня, что и было подтверждено в эксперименте.

Конструкции обратных клапанов, обеспечивающие динамическую устойчивость при высоком остаточном давлении.

Анализ условия (6) показывает, что для обеспечения динамической устойчивости обратного клапана при существенном уровне остаточного давления необходимо значительно (в 5 - 10 раз) увеличивать диаметр шарика, а также увеличить угол при вершине конуса до $120 - 150^\circ$. Однако для такого шарика (и его пружины) в полости насоса нет места, и данная рекомендация на практике реализована быть не может.

Прежде чем окончательно отклонить конструкцию шарикового клапана, необходимо сделать два замечания.

Во-первых, рассмотренная выше модель не учитывает трения, хотя известно, что при закрытии клапана шарик движется в контакте с седлом. Возникает трение между опорой шарика и ее направляющей. Многочисленные удары шарика о седло, возникающие при его колебаниях, приводят к дополнительному рассеиванию механической энергии. Практика показывает, что в результате действия этих демпфирующих факторов вновь изготовленный обратный клапан может некоторое время сохранять динамическую устойчивость, но после приработки он её теряет.

Во-вторых, стравливание лишнего топлива через обратный клапан должно занимать относительно небольшое время - $2 \dots 3$ мс. Поэтому тут важен не сам факт выхода решений $\lambda_{2,3} = x \pm i \cdot y$ уравнения (3) в правую полуплоскость (то есть возникновение при $x > 0$ динамической неустойчивости), но величина их вещественной части x . К сожалению, в момент открытия шарикового клапана величина x достигает уровня $5 \dots 10 \text{ мс}^{-1}$, и это приводит к быстрому увеличению амплитуды колебаний.

Для сохранения динамической устойчивости необходимо существенно уменьшить величину производной $d \mu f_k(h_k) / d h_k$, что противоречит кон-

цепции быстрого увеличения площади проходного сечения, принятой для клапанов дизельной топливной аппаратуры.

Этому новому требованию отвечает клапан грибового типа, показанный на рис.6а. Для него условие (5) эквивалентно неравенству

$$\Pi < \Pi^* = f_T \cdot f_k / (V_{ш} \cdot \mu \cdot \cos \phi \cdot \sqrt{\alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}}) , \quad (7)$$

где ϕ - угол уплотняющего конуса; Π - суммарная ширина двух каналов на боковой цилиндрической поверхности клапана; $p_{ост}$ - уровень остаточного давления в системе в момент закрытия обратного клапана.

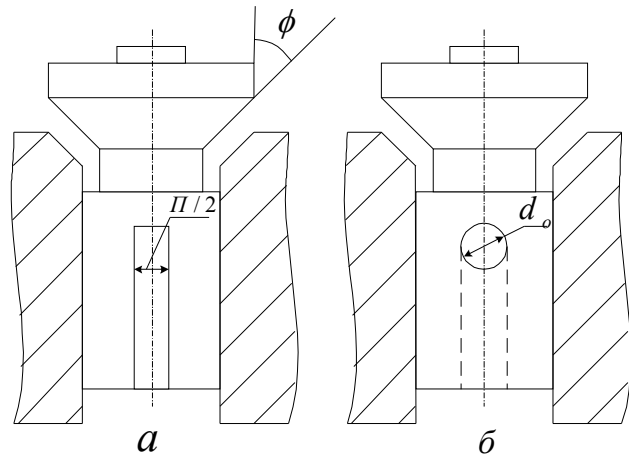


Рис. 6. Конструктивные схемы динамически устойчивых обратных клапанов

Анализ условия (7) показывает, что если выполнить клапан в соответствии с соотношением $\Pi = \pi \cdot d_k$, то остаточное давление, обеспечиваемое таким клапаном, не превысит $0,05$ МПа. Для получения давления $p_{ост} \square 3 \dots 5$ МПа суммарная ширина Π поперечного сечения каналов должна составлять $10 \dots 15$ % периметра клапана $\pi \cdot d_k$; только в этом случае обратный клапан сохранит устойчивость вплоть до своего окончательного закрытия.

Заметим, что при таком выполнении клапана проходное сечение μf_k при всех его подъемах остаётся малым, и для стабилизации уровня остаточного давления нет необходимости устанавливать дополнительные дроссели.

Для повышения технологичности обратного клапана продольные каналы целесообразно заменить поперечным отверстием (рис.6б). При определении диаметра d_o этого отверстия должно быть удовлетворено неравенство

$$d \mu f(h_k) / d h_k \leq f_k \cdot \mu f(h_k) / (\alpha \cdot V_{ш} \cdot 2 \cdot p_{ост}) + f_k \cdot f_T / (V_{ш} \cdot \sqrt{\alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}}) , \quad (8)$$

которое следует из условия (4) при $z = 0$. Для решения этого неравенства мы использовали формулы

$$\mu f = \mu \cdot \cos \phi \cdot (d_0^2 / 4) \cdot (2 \cdot \phi - \sin(2 \cdot \phi)) \text{ и}$$

$$d \mu f(h_k) / d h_k = \mu \cdot \cos \phi \cdot d_0 \cdot \sin(\phi / 2),$$

где геометрический смысл угла ϕ указан на рис. 7.

Решение неравенства (8) было представлено в параметрическом виде:

$$d_0 \leq d_0^* = [(f_T^2 \cdot f_k / (V_{ш} \cdot (2 \cdot \mu \cdot \cos \phi)^2) / \Psi(\phi))]^{1/3}, \quad (9)$$

где

$$\Psi(\phi) = [\sin^2 \phi + 0.5 \cdot \cos^2 \phi - 2 \cdot \operatorname{ctg} \phi \cdot \phi]^2 / \cos \phi;$$

$$d_0 \cdot f_k / (V_{ш} \cdot \alpha \cdot 2 \cdot p_{ост}) = \Phi(\phi) = \cos \phi / \sin^2 \phi. \quad (10)$$

Чтобы при данном значении параметра ϕ получить максимальное остаточное давление, нужно в условии (9) выбрать $d_0 = d_0^*$, после чего, используя равенство (10), найти это давление $p_{ост}$.

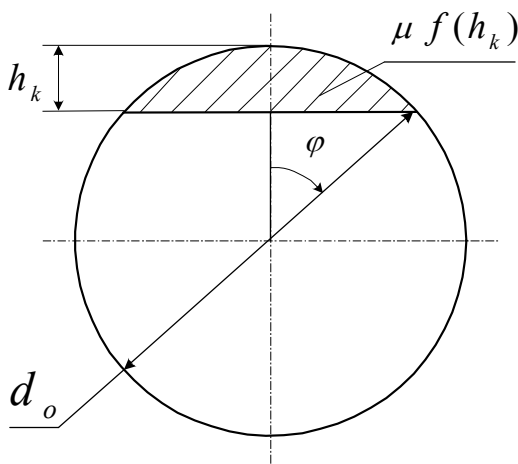


Рис. 7. Геометрический смысл параметра ϕ

При варьировании ϕ удобно пользоваться графиками рис. 8.

При малых значениях параметра ϕ (которые, как правило, и отвечают существенной величине остаточного давления) вспомогательные функции $\Psi(\phi)$ и $\Phi(\phi)$ могут быть аппроксимированы такими зависимостями:

$$\Psi(\phi) \approx \phi^2 / 6; \quad \Phi(\phi) \approx 4 / \phi^2.$$

Используя эти зависимости, нам удалось исключить из рассмотрения параметр ϕ и получить искомое соотношение:

$$d_0^* = (9/16) \cdot (f_T^2 \cdot f_k^3) / [V_{ш}^3 \cdot (\alpha \cdot p_{ост})^2 \cdot (\mu \cdot \cos \phi)^2].$$

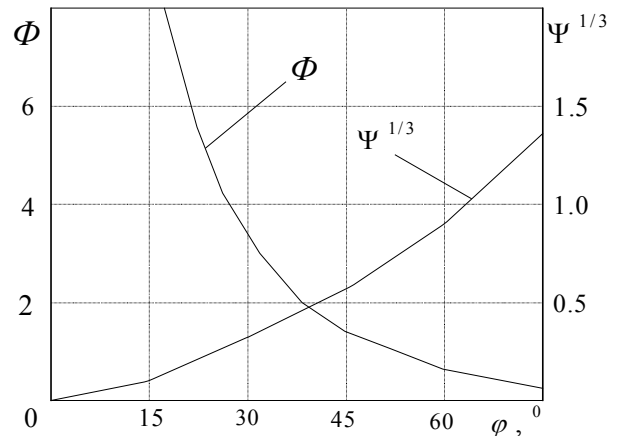


Рис. 8. Графики вспомогательных функций

Из этого соотношения, в частности, следует, что для достижения устойчивой работы обратного клапана при уровне остаточного давления 3...5 МПа диаметр d_0 поперечного канала должен для исследованной топливной системы составлять около 1,0 мм, а при 10...15 МПа - около 0,5 мм.

Список литературы:

1. Григорьев А. Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей: Дис. канд. техн. наук. Харьков, 1988.-352 с.
2. Лышевский А.С., Ляшков В.И. Условия устойчивости работы форсунок с гидравлическим запирающим иглой // Двигатели внутреннего сгорания. Совершенствование топливной аппаратуры. -М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1969. - С.19-23.
3. Григорьев А.Л. Динамический анализ гидромеханических узлов дизельной топливной аппаратуры // Вестник ХГПУ – Вып.124, 2000.- С.27-39.
4. Григорьев А.Л. Универсальный метод динамического расчета гидромеханического узла // Вестник ХГПУ – Вып. 104, 2000.- С.75 - 84.
5. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом ее деформирования // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища школа. – Вып. 39, 1985.- С.7-22.